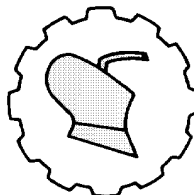


Univerzitet u Beogradu
Poljoprivredni fakultet
Institut za poljoprivrednu tehniku
Naučni časopis
POLJOPRIVREDNA TEHNIKA
Godina XLIV
Broj 1, 2019.
Strane: 19 – 30



University of Belgrade
Faculty of Agriculture
Institute of Agricultural Engineering
Scientific Journal
AGRICULTURAL ENGINEERING
Year XLIV
No.1, 2019.
pp: 19 - 30

UDK: 631.3

Originalni naučni rad
Original scientific paper
doi:10.5937/PoljTeh1901019S

ANALIZA OSCILATORNIH KARAKTERISTIKA SAMOHODNE POLJOPRIVREDNE MAŠINE HIDROMATIKS – S-PST

Boris Stojić^{*1}

¹*Univerzitet u Novom Sadu, Fakultet tehničkih nauka, Departman za mehanizaciju i konstrukciono mašinstvo, Trg Dositeja Obradovića 6, 21000 Novi Sad, R.Srbija*

Sažetak: Samohodne poljoprivredne mašine predstavljaju posebnu kategoriju vozila namenjenu za obavljanje određenih specifičnih agrotehničkih operacija. Usled kretanja po neravnim poljoprivrednim podlogama, kod ovih vozila je veoma izražen problem izloženosti rukovaoca mehaničkim oscilacijama. U ovom radu je, na osnovu nekoliko karakterističnih konstruktivnih rešenja samohodnih mašina visokog klirensa, predložen model za studiju njihovih oscilatornih karakteristika i diskutovane mogućnosti za identifikaciju parametara oscilatornog modela. Takođe je prikazan primer postupka analize oscilatornih karakteristika mašine na osnovu predloženog modela.

Ključne reči: *Hidromatiks S-PST, samohodna poljoprivredna mašina, oscilatorne karakteristike, modeliranje*

UVOD

Oscilatorne karakteristike najvećeg procenta poljoprivrednih traktora i samohodnih mašina određene su činjenicom da su pneumatici jedini vid elastičnog oslonca u odnosu na podlogu, s obzirom na odsustvo sistema elastičnog oslanjanja koje se još uvek veoma retko koristi kod pomenute grupe vozila. Pri tome, za ova vozila je karakteristično da se pretežno kreću po nepripremljenim vanputnim podlogama, čije neravnine saopštavaju vozilu znatnu oscilatornu pobudu. Ovo stvara nepovoljnu situaciju sa stanovišta izloženosti rukovaoca mašine vibracijama, tako da je ublažavanje ovog efekta još uvek jedan od ključnih izazova pri projektovanju i razvoju ove vrste vozila [7].

Ovaj rad se bavi pristupom za analizu oscilatornih karakteristika samohodnih prskalica (pri čemu) kao specijalizovane i specifične grupe poljoprivrednih mašina.

^{*} Kontakt autor. e-mail: bstojic@uns.ac.rs

Cilj rada je da predloži osnovu za sveobuhvatniji postupak analize i vrednovanja dinamičkog odziva vozila i izloženosti rukovaoca mehaničkim oscilacijama. U okviru rada biće sprovedena preliminarne i okvirna procena rezultata za jedan konkretan slučaj izvedene mašine. Zaključci zasnovani na rezultatima preliminarne analize biće korišćeni da se definišu pravci daljih istraživanja, sa ciljem da se unaprede preporuke i smernice za postupak projektovanja ovakvih i sličnih mašina. Sprovedena analiza počiva na pretpostavkama o određenim tipičnim parametrima radnog režima mašine, kao i na procenjenim vrednostima onih konstruktivnih parametara za koje nisu raspoloživi podaci.

KONCEPCIJA SAMOHODNIH POLJOPRIVREDNIH MAŠINA

Koncept samohodnih poljoprivrednih mašina najčešće se primenjuje za izvođenje mašina za prskanje biljaka, koje ponekad imaju radne organe za dodatne agrotehničke operacije. Na slici 1, od a) do f), prikazana su tipična izvođenja samohodnih prskalica [10].



Slika. 1 Primeri izvedenih samohodnih prskalica

Figure 1. Examples of self-propelled sprayers

Serijski proizvedene radne mašine - samohodne prskalice za primenu u poljoprivredi koje se nalaze na svetskom tržištu predstavljaju specifične mašine koje se između ostalog odlikuju veoma velikim klirensom jer se telo vozila kreće iznad useva, hidrostatičkim pogonom i malim brzinama kretanja u javnom saobraćaju, do 40-50 km/h.

Rasponi na koje mogu da se rašire tzv. krila sa prskalicama kreću se od oko 10 metara pa do nekoliko desetina metara. Za pogon koriste dizel motore snage po pravilu iznad 100 kW. Rezervoari za tečnost imaju zapremine od nekoliko kubnih metara. Mašine su opremljene komfornom zatvorenom zaštitnom kabinom sa jednim sedištem. Zajednička karakteristika im je i veoma visoka cena. Za rešenje proizvođača Burgoin, prikazano na slici 1 f), karakteristično je da pored prskalice ima i mogućnost priključenja drugih radnih organa, i to na prednjem delu mašine hidrostatički pogonjene rotacione noževe za sečenje metlica. Mašina je pogonjena dizel motorom snage 82 kW, ima hidrostatički pogon a najveća brzina je 25 km/h. Masa praznog vozila je 6,7 tona.

U Republici Srbiji, u preduzeću Hidromatik d.o.o. iz Laćarka, izrađuje se mašina za prskanje i tretman semenskog kukuruza prikazana na slici 2. Pored uređaja za prskanje, mašina je opremljena mehaničkim radnim organima za izvođenje više vrsta specifičnih operacija u okviru svoje namene. Detaljniji prikaz mašine može se naći u ranije objavljenim publikacijama, npr. [6].



Slika. 2 Samohodna poljoprivredna mašina Hidromatiks S-PST

Figure 2. Self-propelled agricultural machine Hidromatiks S-PST

MODEL VOZILA, USLOVI I PRETPOSTAVKE

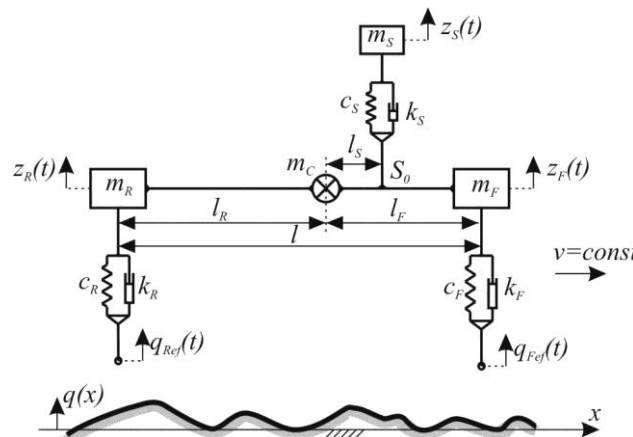
Za analizu oscilatornih karakteristika posmetranegrupе vozila u okviru ovog rada koristiće se ravanski model vozila sa tri stepena slobode, prema slici 3. Za generalisane koordinate sistema usvajaju se vertikalna pomeranja prednje (z_F) i zadnje (z_R) osovine, kao i vozačkog sedišta (z_S).

Usled odsustva sistema elastičnog oslanjanja točkova, jedini elastični elementi preko kojih se prenose vertikalne sile jesu pneumatici na prednjoj i zadnjoj osovini. Pošto nema drugih prigušnih elemenata, neophodno je uzeti u obzir prigušenje pneumatika usled njihove viskoelastične prirode, pa je njihovo ponašanje modelirano linearnim Voigt-Kelvinovim modelom odnosno po jednim elastičnim i viskozno-prigušnim elementima linearnih karakteristika ($c_{F/R}$ odnosno $k_{F/R}$) u paralelnoj vezi. Na isti način je modelirano i elastično oslanjanje vozačkog sedišta (koeficijenti c_S i k_S). Tačka S_0 označava lokaciju vozačkog sedišta.

Maseni i inercijalni parametri modela su predstavljeni preko tri koncentrisane mase, locirane iznad prednje (m_F) i zadnje osovine (m_R), kao i na mestu stvarnog položaja težišta vozila (m_C – sprežna masa). Vrednosti ovih triju masa izračunavaju se iz uslova jednakosti ukupne mase, momenta inercije za poprečnu osu koja prolazi kroz centar mase i položaja centra mase.

Oscilatorna pobuda se saopštava na mestu kontakta prednjeg odnosno zadnjeg pneumatika sa neravninama podloge. Geometrijski profil podloge je definisan kao ordinata $q(x)$ u funkciji uzdužnog položaja x . Uzimajući u obzir brzinu kretanja vozila, neravnine podloge se transformišu iz prostornog u vremenski domen, tj. iz oblika $q(x)$ u oblik $q(t)$. S obzirom na svojstvo ravanskog modela vozila da se točkovi prednje i zadnje osovine kreću po istom tragu, vremenska forma pobude na zadnjoj osovini ($q_R(t)$) je jednaka onoj na prednjoj ($q_F(t)$), pomeštenoj u vremenu za vrednost τ zavisnu od brzine kretanja i osovinog rastojanja.

Pri definisanju oscilatorne pobude, s obzirom na to da se vozila ove vrste uobičajeno kreću po podlogama sa izrazitim udelom kratkotalasnih neravnina, potrebno je uzeti u obzir svojstvo pneumatika da se ponaša kao niskopojasni filter koji transformiše stvarnu geometriju podloge u efektivnu oscilatornu pobudu na prednjoj i zadnjoj osovini, $q_{Fef}(t)$ i $q_{Ref}(t)$ respektivno. Pri tome je moguće uzeti u obzir različita filtrirajuća svojstva pneumatika na prednjoj i zadnjoj osovini, mada je kod posmatrane kategorije vozila uobičajeno da se na obe osovine koriste jednaki pneumatici. Za transformaciju stvarnog geometrijskog profila $q_{F/R}$ u efektivnu oscilatornu pobudu $q_{Fef/Ref}$, neophodno je raspolagati adekvatnim modelom kontakta pneumatika i podloge koji uzima u obzir pomenuta filtrirajuća svojstva.



Slika. 3 Oscilatorni model mašine (značenje parametara objašnjeno u tekstu)

Figure 3. Machine ride model (meaning of parameter explained throughout the text)

S obzirom na to da u okviru ovog rada nije predviđeno sveobuhvatno i tačno predviđanje šireg spektra aspekata dinamičkog odziva vozila već samo preliminarne analiza u funkciji definisanja smernica za dalji rad, biće uvedene pretpostavke i pojednostavljenja koja omogućavaju značajnu redukciju složenosti modela, a time i uprošćenje dalje analize. Ovo pojednostavljenje je, sa druge strane, neophodno i stoga što za konkretnu mašinu, na koju se odnosi primer analize oscilatornih karakteristika prikazan u nastavku, nisu poznate sve vrednosti relevantnih konstruktivnih parametara.

Oslanjajući se na publikacije u vezi sa dinamičkim ponašanjem poljoprivrednih traktora (npr. [2]) odnosno uzimajući u obzir sličnost njihovog koncepta i konstruktivnih karakteristika sa mašinama razmatranim u okviru ovog rada, biće usvojena pretpostavka da se sprežna masa m_C može zanemariti:

$$\rightarrow m_C \approx 0$$

U tom slučaju mase na prednjoj i zadnjoj osovini (m_F i m_R) osciluju nezavisno jedna od druge (ukoliko se zanemari uticaj oslonjene mase rukovaoca na sedištu, što je takođe opravdano pojednostavljenjem imajući u vidu međusobne odnose reda veličine ovih masa). Shodno tome, vertikalna pomeranja prednje i zadnje osovine (z_F i z_R) su nezavisna jedno od drugog.

Posmatrajući konstruktivna rešenja samohodnih prskalica na slikama 1 i 2, može se uočiti da je vozačko sedište tipično locirano u neposrednoj blizini prednje osovine. Na osnovu toga opravdano je usvojiti i pretpostavku da su sedišta (čiji je položaj određen tačkom S_0 , slika 3) i prednja osovina locirani u istoj vertikalnoj ravni ($l_S \approx l_F$, slika 3), efektivno redukujući broj stepeni slobode modela na dva – vertikalno pomeranje prednje osovine i vozača na elastično oslonjenom sedištu. Sa parametrima označenim na slici 3, model je ekvivalentan četvrtinskom modelu vozila poznatom iz predmetne literature (npr. [5]) čije jednačine glase:

$$\begin{aligned} m_S \ddot{z}_S + k_S(z_S - \dot{z}_F) + c_S(z_S - z_F) &= 0 \\ m_F \ddot{z}_F + k_S(\dot{z}_F - \dot{z}_S) + c_S(z_F - z_S) + k_F \dot{z}_F + c_F z_F &= k_F \dot{q}_{Fef} + c_F q_{Fef} \end{aligned} \quad (1)$$

Nakon Laplasove transformacije sistema (1) i rešavanja odgovarajućih matematičkih relacija, dobija se prenosna funkcija sistema H_{qzs} za slučaj da je pobuda zadata putem efektivnog vertikalnog pomeranja prednjeg točka ($q_{Fef}(t)$), a da je odziv od interesa vertikalno pomeranje oslonjene mase vozača na sedištu $m_S(z_S(t))$:

$$H_{qzs}(s) = \frac{Z_S(s)}{Q_{Fef}(s)} = \frac{N_2 \cdot s^2 + N_1 \cdot s + N_0}{D_4 \cdot s^4 + D_3 \cdot s^3 + D_2 \cdot s^2 + D_1 \cdot s + D_0} \quad (2)$$

gde je: $N_2 = k_F \cdot k_S$, $N_1 = c_S \cdot k_F + c_F \cdot k_S$, $N_0 = c_F \cdot c_S$, $D_4 = m_S \cdot m_F$, $D_3 = m_S \cdot (k_S + k_F) + k_S \cdot m_F$, $D_2 = m_S \cdot (c_S + c_F) + k_S \cdot k_F + c_S \cdot m_F$, $D_1 = k_S \cdot c_F + c_S \cdot k_F$ i $D_0 = c_S \cdot c_F$.

Formalnom zamenom $s \rightarrow j\omega$ u izrazu (2) moguće je odrediti funkciju dinamičkog uvećanja i sprovesti analizu ponašanja sistema u frekventnom domenu, što je adekvatan pristup s obzirom na stohastički karakter pobude od strane neravnina podloge. Shodno ovom svojstvu, pobudu je najprikladnije predstaviti u formi spektralne gustine snage [5]. Brojna istraživanja su potvrdila da se spektralna gustina snage za praktično sve vrste podloga može adekvatno aproksimirati relacijom ([3], [5], [11] i dr.):

$$S_q(\Omega) = S_q(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad (3)$$

gde je: $S_q(\Omega_0)$ – koeficijent neravnosti profila, Ω - putna kružna frekvencija, Ω_0 – referentna vrednost putne kružne frekvencije, w – eksponent neravnosti profila.

Ako se vozilo kreće brzinom v , transformacijom pobude iz prostornog u vremenski domen, odnosno prelaskom sa prostorne (Ω) na vremensku frekvenciju (ω) dobija se odgovarajuća spektralna gustina snage $S_q(\omega)$:

$$S_q(\omega) = \frac{1}{v} \cdot S_q(\Omega) \quad (4)$$

S obzirom na to da se u okviru analize posmatra pobuda saopštena preko prednje osovine, u daljem tekstu će spektralna gustina snage biti označena indeksom "F" radi usklađivanja sa sistemom označavanja u ostatku rada:

$$S_{qF}(\omega) \equiv S_q(\omega)$$

Pri tome je veza prostorne frekvencije Ω sa vremenskom kružnom frekvencijom pobuđivanja ω određena izrazom:

$$\omega = v \cdot \Omega \quad (5)$$

Filtrirajuća svojstva pneumatika biće uzeta u obzir empirijskim modelom sa primenom u frekventnom domenu, korišćenom u [2]:

$$|H_{env}(j\omega)|^2 = \frac{(I \cdot v)^2}{(I \cdot v)^2 + (a_0 \cdot \omega)^2} \quad (6)$$

gde je: H_{env} – prenosna funkcija za transformaciju stvarne geometrije profila podloge u efektivno vertikalno pomeranje točka; a_0 – polovina dužine kontaktne površine između pneumatika i ravne podloge; v – brzina kretanja.

Funkcija (6) podrazumeva konstantnu dužinu kontaktne površine pneumatika. U stvarnosti, međutim, zbog stalnih dinamičkih fluktuacija vertikalne reakcije podloge na pneumatik ovo ne može biti slučaj, tako da ovaj pristup predstavlja još jedno uprošćenje u okviru korišćenog modela. Doduše, može se smatrati da je uticaj fluktuacija implicitno obuhvaćen uvođenjem brzine kretanja kao parametra.

Spektralna gustina snage efektivne oscilatorne pobude vertikalnim pomeranjem prednjeg točka q_{Fef} je određena relacijom:

$$S_{qFef} = |H_{env}(j\omega)|^2 \cdot S_{qF}(\omega) \quad (7)$$

Ovo omogućava određivanje spektralne gustine snage S_{zs} vertikalnog pomeranja sedišta z_s :

$$S_{zs} = |H_{qzs}(j\omega)|^2 \cdot S_{qFef}(\omega) \quad (8)$$

Funkcija dinamičkog uvećanja $|H_{qzs}(j\omega)|$ dobija se kao modul prenosne funkcije date izrazom (2) nakon smene $s \rightarrow j\omega$:

$$H_{qzs}(j\omega) = A(\omega) + jB(\omega) \quad (9)$$

$$\text{gde je: } A(\omega) = \frac{A_N \cdot A_D + B_N \cdot B_D}{A_D^2 + B_D^2}, \quad B(\omega) = \frac{B_N \cdot A_D - A_N \cdot B_D}{A_D^2 + B_D^2}$$

$$A_N = N_0 - N_2 \cdot \omega^2; \quad B_N = N_1 \cdot \omega; \quad A_D = D_0 - D_2 \cdot \omega^2 + D_4 \cdot \omega^4; \quad B_D = D_1 \cdot \omega - D_3 \cdot \omega^3$$

$$|H_{qzs}(j\omega)|^2 = A^2(\omega) + B^2(\omega) \quad (10)$$

Na osnovu relacija (7) i (8) uspostavlja se direktna veza između gustine spektra snage pobude (S_{qF}) i odziva (S_{zS}):

$$S_{zS} = |H_{qzs}(j\omega)|^2 \cdot |H_{env}(j\omega)|^2 \cdot S_{qF}(\omega) \quad (11)$$

Na osnovu gustine spektra snage pomeranja sedišta, može se proceniti efektivna vrednost vertikalnog ubrzanja sedišta:

$$\bar{z}_S^2 = \int_0^\infty \omega^4 \cdot S_{zS}(\omega) d\omega \quad (12)$$

EKSPLOATACIONI I KONSTRUKTIVNI PARAMETRI MAŠINE

U nastavku će, na primeru mašine Hidromatiks PST (slika 2), biti sprovedena analiza oscilatornih karakteristika prema prethodno prikazanom postupku. Vrednosti nekih od parametara korišćenog oscilatornog modela dobijeni su pri prethodno sprovedenim ispitivanjima mašine ([6]) i iznose:

- $m_{Fmin} = 1580$ kg – masa na prednjoj osovini za neopterećenu mašinu
- $m_{Fmax} = 2050$ kg - masa na prednjoj osovini pri punom opterećenju
- $m_F = 1800$ kg - masa na prednjoj osovini usvojena za proračun

U nastavku, vrednosti nepoznatih parametara biće procenjeni iskustveno ili na bazi vrednosti odgovarajućih parametara sličnih mašina odnosno vozila i njihovih komponentata.

Za masu vozača sa sedištem, izabrana je vrednost od 120 kg kao tipična:

- $m_s = 120$ kg

Radialna krutost pneumatika c_F suštinski zavisi od pritiska, kao i od dimenzija i konstruktivnih parametara pneumatika. Generalno posmatrano, reč je o nelinearnom parametru na koji takođe utiču frekvencija i amplituda pobude, kao i brzina kretanja tj. kotrljanja točka. Uzimanje u obzir svih ovih uticajnih parametara zahteva veoma kompleksan pristup kakav daleko prevazilazi predviđene okvire ovog rada. Iz tog razloga će biti usvojena pretpostavka o linearnoj zavisnosti u okolini radne tačke. Studije ponašanja poljoprivrednih pneumatika (npr. [4], [8], [11] itd.) pokazuju da tipične vrednosti linearizovane krutosti obično leže približno u dijapazonu od 300 do 500 kN/m, tako da se za dalji proračun usvaja:

$$\triangleright c_F = 400 \text{ kN/m}$$

Napomene date u vezi sa radijalnom krutošću pneumatika važe u suštini i za prigušenje.

Na osnovu publikovanih podataka iz istraživanja (npr. [8]), red veličine vrednosti linearizovanog tehničkog prigušenja poljoprivrednih pneumatika iznosi $D \sim 0.1$, na osnovu čega se može proceniti vrednost koeficijenta prigušenja k_F :

$$\triangleright k_F = 2 \cdot D \cdot \sqrt{c_F \cdot m_F} \approx 5 \text{ kNs/m}$$

Procenjena vrednost je u skladu i sa drugim publikovanim podacima, npr. [11].

Nepoznati parametri elastičnog oslanjanja sedišta c_S i k_S biće procenjeni na osnovu tipičnih vrednosti tehničkog prigušenja D_S i sopstvene frekvencije oscilovanja sedišta f_{S0} , koje, prema [5], okvirno iznose ~ 0.35 [-] odnosno $\sim 4.5 \text{ Hz}$ respektivno:

$$\triangleright c_S = 4 \cdot \pi^2 \cdot f_{S0}^2 \cdot m_S \approx 100 \text{ kN/m}$$

$$\triangleright k_S = 2 \cdot D_S \cdot \sqrt{c_S \cdot m_S} \approx 2.5 \text{ kNs/m}$$

Za aplikaciju modela filtrirajućeg ponašanja pneumatika na podlozi sa kratkotalasnim neravninama $|H_{env}(j\omega)|^2$, datog izrazom (6), potreban je, osim brzine kretanja (o čemu će biti reči u nastavku), i podatak o polovini dužine kontaktne površine pneumatika a_0 . U odsustvu relevantnih podataka, na osnovu rezultata istraživanja [8] biće iskustveno usvojena okvirna tipična srednja vrednost:

$$\triangleright a_0 \sim 150 \text{ mm}$$

Za potrebe praktične evaluacije integrala (12) numeričkim postupkom, usvajaju se granice integracije:

$$\triangleright \Omega_{min} = 0.1 \text{ m}^{-1} \quad \text{- donja granica}$$

$$\triangleright \Omega_{max} = 50 \text{ m}^{-1} \quad \text{- gornja granica}$$

Usvojene vrednosti putne kružne frekvencije odgovaraju talasnim dužinama neravnina podloge između 0.12 i 62.8 m.

Numerički postupak evaluacije integrala (12) zasniva se na njegovoj aproksimaciji sumom konačnog niza diskretnih vrednosti, tako da elementarna veličina $d\omega$ odnosno $d\Omega$ prelazi u konačni inkrement $\Delta\Omega$. Za N diskretnih vrednosti korišćenih za izračunavanje sume važi:

$$\Delta\Omega = \frac{\Omega_{max} - \Omega_{min}}{N - 1} \quad (13)$$

Prema navedenom postupku, kvadrat efektivne vrednosti vertikalnog ubrzanja sedišta izračunava se na osnovu izraza:

$$\begin{aligned} \bar{z}_S^2 &\approx \sum \frac{1}{2} [S_{zs}(\omega_i) + S_{zs}(\omega_{i-1})] \cdot (\omega_i - \omega_{i-1}) \cdot \omega_i^4 \\ \omega_i &= \omega_{min} + i \cdot \Delta\omega, i = 0 \div N \end{aligned} \quad (14)$$

Primenom relacije (5) sledi:

$$\begin{aligned} (\omega_i - \omega_{i-1}) &= \Delta\omega = v \cdot \Delta\Omega \\ \omega_{min/max} &= v \cdot \Omega_{min/max} \\ \omega_i &= v \cdot \Omega_i \end{aligned} \quad (15)$$

NUMERIČKA PROCENA IZLOŽENOSTI RUKOVAOCA VIBRACIJAMA

a) Slučaj izvođenja agrotehničkih operacija na njivi

U radu [8] sumirani su rezultati brojnih istraživanja karakteristika neravnina različitih poljoprivrednih podloga. Kao podloga merodavna sa stanovišta intenziteta oscilatorne pobude usled amplituda i frekventnog spektra neravnina usvojena je uzorana njiva, za koju su tipične vrednosti:

- $S_g(\Omega_0) = 650 \text{ cm}^3$
- $\Omega_0 = 1 \text{ m}^{-1}$
- $w = 1.7$

Za agrotehničke operacije koje se izvode na toj vrsti podloge, usvojena brzina kretanja prema [1] iznosi:

- $v = 5 \text{ km/h}$

Srednja kvadratna odnosno efektivna vrednost vertikalnog ubrzanja sedišta za ove podatke iznosi:

$$\sqrt{\ddot{z}_s^2} = 4.9 \text{ m/s}^2$$

b) Transport putem sa lošom podlogom

Za operacije transporta mašine između njive, koristi se dostupna mreža puteva u koje spadaju i nekategorisani putevi sa podlogom lošeg kvaliteta. Merodavni parametri neravnina za ovaj slučaj takođe su usvojeni na osnovu sumiranih rezultata prikazanih u radu [8]:

- $S_g(\Omega_0) = 145 \text{ cm}^3$
- $\Omega_0 = 1 \text{ m}^{-1}$
- $w = 1.5$

Pri tome je usvojeno da se mašina kreće maksimalnom brzinom koju može da postigne, koja iznosi:

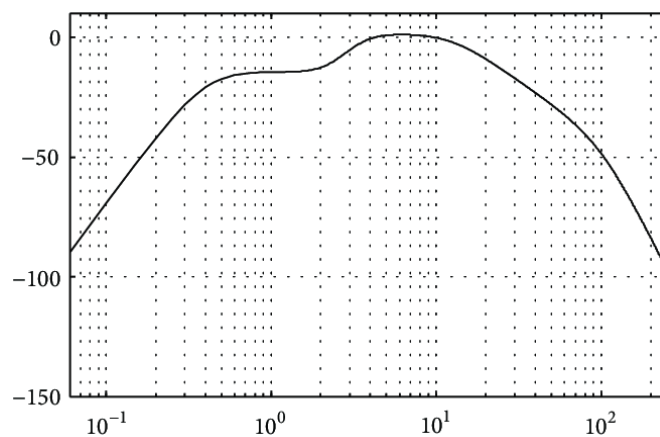
- $v = 25 \text{ km/h}$

Za ovaj slučaj efektivna vrednost vertikalnog ubrzanja sedišta iznosi:

$$\sqrt{\ddot{z}_s^2} = 7.8 \text{ m/s}^2$$

ANALIZA REZULTATA

Izloženost rukovaoca mašine vibracijama, čijom analizom se bavi ovaj rad, predmet je brojnih preporuka i standarda [7] među kojima treba izdvojiti standard ISO 2631-1 [12]. Dobijene efektivne vrednosti vertikalnog ubrzanja mogu se oceniti kao veoma velike u odnosu na preporuke date standardom. Međutim, treba istaći da se vrednosti navedene u pomenutom standardu dobijaju kalkulacijama na osnovu množenja frekventnog spektra krivama osetljivosti, koje daju numeričke vrednosti nešto niže od onih dobijenih postupkom u ovom radu jer su vrednosti težinskih koeficijenata u znatnom delu frekventnog spektra manje od 1, slika 4.



Slika. 4 Težinske krive za modifikaciju frekventnog spektra, ISO 2631-1 [12]

Figure 4. Frequency-weighting curves, ISO 2631-1 [12]

S obzirom na relativno velik broj nepoznatih parametara analizirane mašine, kao i, shodno tome, neka znatna pojednostavljenja oscilatornog modela, ovaj rad nije fokusiran na tačnost i validnost konkretnih rezultata proračuna, već više na samu primenu postupka modeliranja posmatrane mašine. Zbog toga modifikacija frekventnog spektra u okviru proračuna nije smatrana celishodnom, već dobijene rezultate treba posmatrati samo kao preliminaru, okvirnu ocenu reda veličine efektivnih ubrzanja sedišta. Iz tog konteksta proizilazi da sračunate vrednosti nisu merodavne za tumačenje i vrednovanje karakteristika mašine u ovoj fazi rada. Da bi se stekao realni uvid u performanse mašine po posmatranom kriterijumu, neophodno je izvršiti opsežnija eksperimentalna merenja, kako u funkciji bližeg i tačnijeg određivanja nepoznatih parametara modela, tako i radi eksperimentalna provere validnosti modela odnosno sračunatih pokazatelja oscilatorne udobnosti.

Na kraju treba istaći da u slučaju mašine uzete za primer postoji dosta mogućnosti za poboljšanje oscilatornih karakteristika. Kao glavni pravci mogu se izdvojiti:

- modifikacija odnosno prilagođavanje parametara elastičnog oslanjanja sedišta, i
- snižavanje pritiska pneumatika.

U drugom slučaju potrebno je proceniti da li je eventualno svrsishodno izabrati drugačije pneumatike u odnosu na trenutno korišćene, s obzirom na potrebnu za istovremenim zadovoljenje širokog spektra raznih drugih zahteva koje pneumatici moraju da zadovolje. Pored navedenog, treba pomenuti i da je kabina mašine takođe elastično oslonjena, ali na gumenim osloncima čija je glavna uloga smanjenje buke ali je njihova krutost suviše velika u odnosu na zahteve za ublažavanjem vibracija u merodavnom frekventnom opsegu. Izborom tehnički naprednijeg rešenja elastičnog oslanjanja kabine takođe je moguće poboljšati posmatrani segment karakteristika mašine. Ova poslednja mera bi zahtevala modifikaciju korišćenog oscilatornog modela, uvođenjem dodatnog stepena slobode za vertikalno pomeranje kabine.

ZAKLJUČAK

U radu je predložena forma modela i odgovarajućeg proračuna za analizu oscilatornih karakteristika tipične konfiguracije samohodnih poljoprivrednih mašina namenjenih pre svega za prskanje kao i neke prateće operacije tretmana poljoprivrednih kultura. Pregled stanja u oblasti je pokazao da je problem izloženosti rukovaoca štetnom uticaju vibracija i dalje aktuelna tema u okviru razvoja i projektovanja ovakvih vozila. Postupak je sproveden na primeru jednog konkretnog izvedenog rešenja, mašine Hidromatiks – S-PST koja se proizvodi u Republici Srbiji. Analiza tipičnih karakteristika posmatrane grupe mašina je pokazala da su moguća određena pojednostavljena strukture modela a samim tim i proračuna, bez velikog uticaja na tačnost rezultata. Neka pojednostavljena modela su takođe vršena i iz razloga nepoznavanja svih relevantnih parametara modela potrebnih za proračun. Rezultati proračuna su pokazali relativno velike vrednosti efektivnog vertikalnog ubrzanja vozačkog sedišta, kako pri izvođenju agrotehničkih operacija na njivi tako i pri transportu poljskim putem lošeg kvaiteta. Zbog nedostupnih podataka o relevantnim parametrima modela, nije vršena modifikacija frekventnog spektra dobijenih rezultata u skladu sa zahtevima standarda ISO 2631-1 koji se bavi fiziološkim uticajem mehaničkih vibracija na čoveka. Konstatovano je da iz tog razloga sračunate vrednosti nisu merodavne za tumačenje i vrednovanje karakteristika konkretne mašine, već dobijene rezultate treba posmatrati sa jedne strane kao preliminaru, okvirnu ocenu reda veličine efektivnih ubrzanja sedišta, a sa druge strane kao numeričku ilustraciju postupka analize predloženog u okviru rada. Zaključeno je da je u daljem radu neophodno je izvršiti opsežnija eksperimentalna merenja, kako u funkciji bližeg i tačnijeg određivanja nepoznatih parametara modela, tako i radi eksperimentalne provere validnosti modela. Kratkim analizom konstruktivnih karakteristika mašine konstatovano je da postoji spektar mogućnosti za uticaj na izloženost rukovaoca vibracijama, koje se ogledaju pre svega u optimizaciji izbora pneumatika i pritiska pumpanja kao i u mogućim modifikacijama elastičnog oslanjanja samog sedišta rukovaoca ali i kabine.

LITERATURA

- [1] Böttinger S., *Ackerschlepper - Vorlesung*, Institut für Agrartechnik Hohenheim, <https://www.uni-hohenheim.de/LT/Vorlesung/Vorlesung.html>, pristupljeno 2.10.2010
- [2] Časnji F., 1984. *Ogibljeno traktorsko sedište sa inercijalnim prigušivačem oscilacija*, doktorska disertacija, FTN Novi Sad
- [3] Horst, B., 1969. *Untersuchungen von Fahrbahnunebenheiten und Anwendungen der Ergebnisse*, doktorska disertacija, Braunschweig, T. U., F. f. Maschinenbau u. Elektrotechnik
- [4] Kissing A., Göhlich H., 1988. *Ackerschlepper-Reifendynamik, Teil 1: Fahrbahn- und Prüfstandsergebnisse*, Grundlagen Landtechnik 38 (1988) 3, 78-87, ISSN 0017-4920
- [5] Mitschke M., Wallentowitz H., 2004. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 978-3540420118
- [6] Ružić D., Stojić B., Milisavić P., 2016. *Design features of farm self-propelled working machine relevant for working and traffic safety*, Zbornik radova sa nacionalne konferencije sa međunarodnim učešćem "UNAPREĐENJE SISTEMA ZAŠTITE NA RADU (Improvement of the occupational safety system)", Tara, pp 166-175, ISBN 978-86-919221-1-5

- [7] Scarlett, A.J. et al, 2005. *Whole-body vibration on agricultural vehicles*, Research report, Silsoe Research Institute and RMS Vibration Test Laboratory for the Health and Safety Executive, HSE Books, ISBN 0 7176 2970 8, Silsoe
- [8] Stojić B., 2014. *Modeliranje oscilatornog ponašanja traktorskih pneumatika veštačkim neuronskim mrežama (Tractor tire vibration behaviour modelling by using artificial neural networks)*, doktorska disertacija, FTN Novi Sad
- [9] Stojić B., Poznanović N., Poznić A., 2015. *Research and Modeling of the Tractor Tire Enveloping Behavior*, Journal of Vibration and Control, DOI: 10.1177/1077546315576302, ISSN: 1741-2986
- [10] Stojić, B. et al, 2016. Ispitivanje pojedinačno proizvedene specijalizovane samohodne radne mašine za rad u poljoprivredi, Naučno-stručni skup o ispitivanju vozila u Republici Srbiji, Beograd
- [11] Wong J. Y., 2001. *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley & Sons Inc., New York Toronto 2001., ISBN 0-471-35461-9
- [12] *** Standard ISO 2631-1:1997 - Mehaničke vibracije i udari - Evaluacija izlaganja ljudi vibracijama na celo telo.

RIDE ANALYSIS OF SELF-PROPELLED AGRICULTURAL MACHINE HIDROMATIKS – S-PST

Boris Stojić¹

¹ University of Novi Sad – Faculty of Technical Sciences, Trg Dositeja Obradovića 6,
21000 Novi Sad , R.Serbia

Abstract: Self-propelled agricultural machines represent a special category of vehicles intended for carrying out certain specific agrotechnical operations. Due to their movement on uneven agricultural ground, the problem of exposure of the operator to mechanical vibrations is very pronounced in these vehicles. Based on several characteristic design examples of self-propelled machines with high ground clearance, a model for studying their vibration properties is proposed in this paper. Possibilities for identifying oscillator model parameters are discussed, and example of vibration properties analysis of the machine based on the proposed model is also shown.

Key words: *Hidromatiks S-PST, Self-propelled agricultural machine, vibration properties, modelling*

Prijavljen:	04.02.2019.
Submitted:	
Ispravljen:	06.03.2019.
Revised:	
Prihvaćen:	08.03.2019.
Accepted:	